DOI: 10.3901/JME.2020.20.206

限幅激励式压电发电机性能分析与试验*

王淑云^{1,2} 朱雅娜¹ 阚君武^{1,2} 张忠华^{1,2} 黄乐帅¹ 杨泽盟¹

(1. 浙江师范大学精密机械与智能结构研究所 金华 321004;
2. 浙江省城市轨道交通智能运维技术与装备重点实验室 金华 321004)

摘要: 为提高旋转式压电发电机的可靠性及有效带宽,提出一种限幅激励式压电发电机,利用凸轮激励压电振子使其发生幅值可控的单向变形。从理论和试验两方面研究凸轮升程与升角、激振力及弹簧刚度等对发电机输出性能的影响规律。研究表明,利用移动凸轮限幅激励压电振子可获得无明显峰值、较平坦的电压幅频特性曲线;其他条件相同时,降低凸轮升程有助于降低最大输出电压、拓宽有效转速带宽,凸轮升角($30^{\circ}\sim 45^{\circ}$)增加对最大输出电压无影响、但可拓宽有效转速带宽,增加激振力可拓宽某一输出电压所对应的有效带宽,复位和缓冲弹簧刚度对有效转速带宽及转速值都有一定的影响,当复位弹簧刚度 50 N/m、缓冲弹簧刚度 20 N/m、激励距离 8 mm、凸轮升程 2 mm、升角为 40° 时,输出电压大于 30 V 所对应的有效转速范围为 0~537.6 r/min,故通过合理匹配系统参数可有效提高发电机的可靠性及有效带宽;存在最佳电阻使发电机输出功率达到最大值,最佳电阻 70 k Ω 、转速 392 r/min 时的输出功率为 10.88 mW。

关键词: 压电发电机; 旋磁激励; 凸轮; 限幅; 刚度;

中图分类号: TN384; TM619

Structure and Performance of Piezoelectric Generator with Amplitude Limit

WANG Shuyun^{1,2} ZHU Yana¹ KAN Junwu^{1,2} ZHANG Zhonghua^{1,2}
HUANG Leshuai¹ YANG Zemeng¹

(1. Institute of Precision Machinery and Smart Structure, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004;
2. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Urban Rail Transit Intelligent Operation and Maintenance Technology and Equipment, Jinhua 321004)

Abstract: In order to improve the reliability and effective bandwidth of rotary piezoelectric generators, a piezoelectric energy harvester with amplitude limit is proposed and the characteristic of different spring stiffness, excitation distance, cam lift and lift angle was evaluated through theoretical analysis, simulations, and experiments. Research results show that exciting the piezoelectric by moving cam, a flat voltage amplitude-frequency characteristic curve without significant peaks can be obtained. Under other parameters given, the effective speed bandwidth increases as the lift decreases but the maximum output voltage also decreases; The cam angle increases ($30^{\circ}\sim 45^{\circ}$) has no affect to the maximum output voltage, but it can broaden the speed bandwidth effectively; Reducing the excitation distance can increase the excitation force, thereby increasing the horizontal amplitude of the cam and the reliability of the generator can be effectively improved by properly matching the stiffness of the rebound spring and the buffer spring. When buffer spring's stiffness is 50 N/m, rebound spring's stiffness is 20 N/m, cam lift is 2 mm, lift angle is 40° , excitation distance is 8 mm, there is a loading resistance 70 k Ω to maximize the output power, and the output power reaches 10.88 mW when the rotary speed is 392 r/min and the power generation performance of the energy harvester can be improved.

Key words: piezoelectric energy harvester; magnet excitation; cam; amplitude limit; spring stiffness;

0 前言

为满足无线传感器、医学植入系统、结构健康

与环境监测系统及便携式电子产品等微功率设备实时供电的需求、减少化学电池生产及废弃处理所造成的资源浪费或环境污染等问题,基于环境能量回收的压电发电机(俘能器)研究已成为国内外的热点^[1-3]。根据环境能源形式的不同,现已开发的压电发电机可分为振动式^[4-5]、流体激励式^[6-8]及旋转式^[9]

* 国家自然科学基金(51877199, 61574128, 51377147, 51577173, 51377147)和浙江省自然科学基金(LY20F010006)资助项目。20190910收到初稿,20200511收到修改稿

等, 每类压电发电机都有其自身的特点及适用领域。

压电旋转发电机主要通过收集环境中的旋转体动能, 如各类轴、轮、轴承、螺旋桨及风力发电机叶片等, 进而构造自供电监测系统。根据激励方式的不同, 现有压电旋转发电机可分为两大类: ① 接触激励发电机, 通过接触力(撞击力^[10]或拨动力^[11])迫使压电振子变形发电, 优点是激励可靠, 但间歇式的接触-脱离工作模式下会产生接触冲击与噪声, 且转速越大冲击与噪声越明显, 故仅适于低速环境(200 r/min^[10]); ② 非接触激励发电机, 通过非接触力(附加质量的惯性力^[12-13]或相对转动的磁耦合力^[14-15])迫使压电振子变形发电, 优点是结构简单、无接触冲击和噪音, 但有效带宽窄、可靠性低—惯性激励发电机也仅适于低速环境, 高速时压电振子会因惯性力过大无法产生往复弯曲变形或单向变形过大损毁; 旋磁激励虽适合高速环境, 但当发电机激励频率为压电振子分频或倍频时发电能力较强, 压电振子共振与非共振时其输出电压之比高达数倍(7.5 倍)^[16]或数十倍(67 倍)^[17], 共振时压电片易因应力过大而损毁。

为提高旋转发电机的可靠性、转速适应性及有效带宽(转速范围), GUO 及 ZHANG 等^[18-19]研究了磁力耦合式非线性自激发电机, ZOU 等^[20]研究了基于磁力耦合的双振子自激发电机, NASRIN 和 XIE 等^[21-22]研究了双稳态旋磁激励发电机, 作者项目组研究了磁力夹持调频^[17]及变刚度调频的旋磁激励发电机^[23]。上述发电机在可靠性、有效带宽及转速适应性等方面都有一定程度的改善, 但依然利用压电振子共振时的双向弯曲变形发电(脆性压电片的许用拉应力远低于许用压应力), 其幅频特性曲线依然存在非常明显的谐振峰, 故可靠性、有效带宽及转速适应性(系统频率可调性)仍有待进一步提升。

为此提出一种将接触激励和非接触激励相结合的限幅激励式压电发电机, 先利用旋转磁铁使移动凸轮往复振动(非接触激励), 再利用移动凸轮激励压电振子(接触激励)。该方案可通过磁耦合激励力和弹簧刚度调节凸轮系统的幅频特性曲线(获得所需的非共振振幅和谐振频率)、通过凸轮升程和升角控制压电振子的幅频特性(使压电振子产生幅值适当、平缓且无明显谐振峰的单向弯曲变形), 进而提高发电机的可靠性、有效频带宽度和转速适应性。本文将从理论和试验两方面展开研究, 着重探讨凸轮升程与凸轮升角、激励力(激励距离)及复位与缓冲弹簧刚度等对发电机性能的影响规律, 证明限幅

激励式压电发电机结构原理的可行性。

1 发电机结构与工作原理

限幅激励式压电发电机结构原理如图 1 所示, 主要由安装有激励磁铁的转盘、受激磁铁、推杆、凸轮、复位弹簧、缓冲弹簧及压电振子构成。由金属基板和压电片粘接而成的压电振子端部顶靠在凸轮上, 固定在推杆上的凸轮由复位弹簧和缓冲弹簧夹持, 推杆端部的受激磁铁与转盘上均布的激励磁铁间为排斥力。推杆不受外力作用时, 压电振子端部顶靠在凸轮底面 A 与斜面 B 的交界处且无变形, 复位弹簧、凸轮和缓冲弹簧间无预压力。为便于叙述, 将发电机分解成三部分: 旋转体(转盘、激励磁铁)、凸轮系统(受激磁铁、推杆、凸轮、复位弹簧及缓冲弹簧)及压电振子。图中的 l 、 δ 、 θ 分别为激励距离、凸轮升程及凸轮升角, $x(t)$ 和 $y(t)$ 分别为楔块振幅和压电振子变形量。

图 1 压电发电机结构原理图

工作过程中, 旋转体转动时经激励磁铁与受激磁铁间的磁耦合激励力使凸轮系统产生横向往复运动 $x(t)$, 凸轮再经接触运动使压电振子产生沿凸轮表面的纵向弯曲变形 $y(t)$ 并将机械能转换成电能。其优势在于: ① 可通过系统质量和弹簧刚度设计获得所需的凸轮系统频响特性, 以适应旋转体的转速; ② 工作中压电振子仅发生幅值可控的单向变形(最大为凸轮升程 δ)、压电片仅承受压应力, 可靠性高; ③ 压电振子端部始终与凸轮面保持接触, 无接触冲击和噪音。

根据以往的研究成果, 压电振子弯曲变形产生的开路电压 V_g 和功率 P_g 分别为^[16-17]

$$V_g = \eta k y(t) \quad (1)$$

$$P_g = \frac{V_g^2}{2R_l \left(1 + \frac{1}{(\omega C_f R_l)^2} \right)} \quad (2)$$

式中, η 为与压电结构尺寸及材料有关的系数, k 、

C_f 和 $y(t)$ 分别为压电振子的弯曲刚度、自由电容和端部变形量, R_l 为负载电阻, $\omega=2\pi/T$ 为激励角频率, $T=1/f=60/nm_0$ 为激励周期, f 为激励频率, n 为转盘速度, $n_0=\alpha N$ 为转盘上均布的激励磁铁数, α 为激励磁铁数量比, N 为转盘上可均布的最多激励磁铁数量。

显然, 限幅激励式压电发电机的输出性能是由压电振子结构尺寸、激励磁铁数量和结构参数、受激磁铁结构参数、凸轮升程、升角和质量、复位弹簧与缓冲弹簧刚度及激励距离等诸多参数共同决定的, 本文着重研究凸轮升程与凸轮升角、激振力(激励距离)及复位与缓冲弹簧刚度等对发电机性能的影响规律。

2 理论建模与仿真分析

根据振动分析理论, 压电振子的性能和发电能力主要由压电振子结构尺寸及动态响应决定。在激励过程中压电振子端部始终贴合在凸轮面上, 凸轮只对其起到了一个变形的作用。为便于分析, 压电振子端部抵靠在凸轮上所产生的反作用力暂时忽略不计, 故可将凸轮激励部分简化为弹簧-质量系统。根据机械振动理论凸轮系统的运动方程表达式为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (3)$$

式中, M 为系统等效质量, C 为系统等效阻尼, $K=k_1+k_2+\lambda k$ 为系统等效刚度, 其中 k_1 为复位弹簧的刚度, k_2 为缓冲弹簧的刚度, λ 为与压电振子安装角度有关的系数, $F(t)$ 为激励磁铁与受激磁铁间激振力。根据以往的研究成果, 凸轮所受的激振力及其振动响应函数可表示为^[16]

$$F(t) = \begin{cases} F_m \sin\left(\frac{\pi}{T_m} t\right) & 0 < t < T_m \\ 0 & T_m < t < T \end{cases} \quad (4)$$

$$x(t) = \begin{cases} \exp(-\xi\omega_n t) \left(x_0 \cos \omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) + \frac{\omega_n}{K\sqrt{1-\xi^2}} \int_0^t \frac{3\mu_0}{2\pi} \frac{m_1 m_2}{[l \pm x(\tau)]^4} \exp(-\xi\omega_n(t-\tau)) \times \\ \sin \omega_d(t-\tau) \sin \frac{\pi}{T_m} t d\tau & 0 \leq t \leq T_m \\ 0 & T_m < t < T \end{cases} \quad (5)$$

式中, $F_m = \frac{3\mu_0}{2\pi} \frac{m_1 m_2}{[l \pm x]^4}$ 为激振力幅值, μ_0 为真空磁导率, m_1 、 m_2 分别为激励磁铁和受激磁铁的磁矩,

$T_m = \frac{120}{n\pi} \arcsin\left(\frac{r}{R}\right)$ 为激振力的作用时间, r 为激励

磁铁和受激磁铁半径, R 为激励磁铁安装半径, n 为转盘转速, x_0 为凸轮初始位移, $\dot{x}_0$ 为凸轮的初始速度, $\xi = C/2\sqrt{KM}$ 为阻尼比, $\omega_n = \sqrt{K/M}$ 及 $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$ 分别为无阻尼和有阻尼时凸轮系统的固有频率。

根据式(5)及凸轮结构参数可求得压电振子端部变形量为

$$y(t) = \begin{cases} x(t) \tan \theta & 0 < x(t) < \frac{\delta}{\tan \theta} \\ \delta & x(t) \geq \frac{\delta}{\tan \theta} \end{cases} \quad (6)$$

式中, $x(t) = \beta \delta_{st} = \beta F_m / K$, β 为凸轮系统的振幅放大比, $\delta_{st} = F_m / K$ 为凸轮的静位移。式(6)表明, 压电振子变形量 $y(t)$ 是由凸轮升程 δ 、升角 θ 及横向振幅 $x(t)$ 共同决定的, 凸轮振幅满足 $x(t) \geq \delta / \tan \theta$ 时式(6)还可改写成

$$y^*(t) = \delta^* \leq \frac{F_m}{K} \beta \tan \theta \quad (7)$$

式中, δ^* 和 $y^*(t)$ 分别为凸轮具有限位功能时的最大升程及其所对应的压电振子最大变形量。

为获得相关要素对凸轮系统及压电振子动态响应特性的影响规律, 本文利用 Maple 软件程序对上述相关公式进行可视化仿真计算。仿真中利用凸轮振动的放大比 β 表征凸轮的横向振幅 $x(t)$, 单因素仿真所用的固定参数为 $M=8 \text{ g}$, $R=46 \text{ mm}$, $r=10 \text{ mm}$, $\alpha=0.25$, $\theta=30^\circ$, $\delta=2 \text{ mm}$, $\xi=0.1$, $F_m=0.1 \text{ N}$, $K=50 \text{ N/m}$ 。

图2和图3分别为系统刚度 K 不同时凸轮系统的 β - n 关系曲线和 V_g - n 关系曲线。对比图2和图3可以发现, 采用转盘→凸轮系统→压电振子的逐级激励方法可有效避免压电振子共振, 获得较平缓的压电振子幅频特性曲线。实际上, 图2所示 β - n 特性曲线所呈现的多峰特性也是现有非限幅激励发电机^[16]中压电振子所具有的, 其产生原因在于激振力 $F(t)$ (式(4))为一般性周期激励, 激励频率 ($f=n_0 n/60$) 等于凸轮系统的分频和倍频时均可能发生共振, 谐振峰数量取决于激励磁铁数量比 α 。本文仿真中 $\alpha=0.25$, 各刚度条件下的 β - n 特性曲线都出现两个最佳转速 n^* 使放大比出现峰值 β^* , 且 n^* 随 K 增加而增大、 β^* 受 K 影响不大; $K=50$ 、100、150、200 N/m 所对应的两个最佳转速 n^* 分别为 127、170、242、259 和 253、359、437、505 r/min。与图2所示的凸轮系统响应特性不同, 图3所示的

输出电压特性曲线无谐振峰, 而是在两段较大转速范围出现了恒定的电压值(这是因为 $x(t) \geq \delta / \tan \theta$ 时 $y(t) \equiv \delta$), 且对应峰值电压 V_g^* 的有效转速带宽随凸轮系统刚度 K 的增加而增加; $K=50、100、150、200 \text{ N/m}$ 时峰值电压 V_g^* 所对应的有效转速带宽为 $\Delta n=175, 245, 299, 346 \text{ r/min}$, 故在激振力足够大的情况下可通过增加凸轮系统刚度增加发电机的有效频带宽度。

图2 系统刚度不同时凸轮振幅放大比与转速的关系

图3 系统刚度不同时输出电压与转速的关系

图4给出的是激振力幅不同及凸轮限幅与否时压电振子的输出电压特性曲线, 图4a中凸轮升程较大, 工作中压电振子的自由端未到达凸轮顶面, 输出电压曲线波动较大; 图4b中凸轮升程相对较小, 凸轮有限位功能、输出电压曲线出现了两段平直段; 图4b表明, 相同有效带宽时的输出电压及输出电压相同时的有效带宽均随着激振力幅的增加而增加, $F_m=0.1, 0.15, 0.2, 0.25 \text{ N}$ 时, 带宽为 $\Delta n=174 \text{ r/min}$ 时的峰值电压 V_g^* 为 50, 75, 100, 125 V, 峰值电压 $V_g^*=50 \text{ V}$ 时的有效带宽 $\Delta n=174、281、338、357 \text{ r/min}$ 。因此, 为提高压电振子峰值电压及其有效带宽, 需要同时提高凸轮升程和激振力幅。

图5和图6分别为升程 δ 和升角 θ 不同时 V_g-n 关系曲线。图中曲线表明, 其他条件相同时, 输出电压 V_g 的最大值 V_g^* 及有效带宽取决于 δ 和 θ : ① δ 增大时 V_g^* 增大(即为 $\eta k \delta$)、有效带宽减小, $\delta=1、2、3、4 \text{ mm}$ 时 $V_g=25, 50, 75, 100 \text{ V}$ 所对应的有效速带宽度为 $\Delta n=338, 175, 64, 15 \text{ r/min}$ (图5);

②凸轮升角 θ 增加时 V_g^* 不变(等于 $\eta k \delta$)、相应的有效转速带宽增加; $\theta=30、35、40、45、50^\circ$ 时, $V_g^*=50 \text{ V}$ 所对应的有效转速带宽为 $\Delta n=173, 232, 265, 323, 340 \text{ r/min}$ (图6)。故可通过降低 δ 、增加 θ (同时增加激振力)的方法提高发电机的有效带宽和可靠性。但须注意, θ 过大时会影响凸轮的横向振幅、甚至造成自锁, 这在仿真中无法体现。

(a) 无限幅($x(t) < \delta / \tan \theta$)

(b) 限幅($x(t) \geq \delta / \tan \theta$)

图4 激振力幅不同时输出电压与转速的关系

图5 凸轮升程不同时压电振子变形量与转速的关系

图6 凸轮升角不同时输出电压与转速的关系

3 试验测试与分析

为验证限幅激励发电机原理的可行性及仿真结果的有效性,设计制作了如图7所示的试验样机和测试系统。试验仪器设备包括动力头、变频器(变频范围 50 Hz, 调频步长 0.5 Hz)、MSO6014A 型混合信号示波器等。发电机主要由均布有激励磁铁的转盘、端部安装有受激磁铁的推杆、固定在推杆上且两端分别由缓冲弹簧和限位弹簧夹持的楔块及支架构成,推杆经直线轴承安装在支架上,相关器件的安装与配置关系如图7b所示。试验所用器件的结构参数为:激励磁铁与受激磁铁尺寸与仿真中所用参数相同,商用预弯压电振子的尺寸为 40 mm×40 mm×0.5 mm、预弯半径 300 mm,变频器控制电机转速的最低启动转速为 100 r/min。单因素试验中所用的固定参数为 $\alpha=0.25$ 、 $\delta=2$ mm、 $\theta=40^\circ$ 、 $l=8$ mm,试验测试的电压均为开路电压。

图7 试验测试平台及样机

图8为复位和缓冲弹簧刚度不同时的 V_g-n 关系曲线。图中曲线表明,转速域内确实存在两个最佳转速段使输出电压 V_g 出现峰值,最佳转速段的转速值及其带宽随弹簧刚度值的增加而增加,但各最佳转速段所对应的峰值电压 V_g^* 受弹簧刚度影响不大;弹簧刚度 $k_1=k_2=50$ 、90 N/m 时,输出电压 $V_g=30$ V 所对应转速带宽为 $\Delta n=369.6$ 、448 r/min。这与图2及图3所示的仿真规律基本一致,证明凸轮限幅激励的有效性;但与图3所示的仿真曲线不同,图8的试验曲线上并无完全水平部分,这是因为实际工作中压电振子端部沿凸轮表面运动时未能完全贴

合,存在随机的脱离与跳起现象,进一步降低凸轮升程可有效降低输出电压在转速域内的波动。

图8 复位与缓冲弹簧刚度不同时输出电压与转速的关系

由前面的理论分析可知,凸轮的横向振幅及压电振子变形量还与激振力大小有关,本文通过激励距离 l 可调节激振力。图9为 $k_1=k_2=50$ N/m、激励距离 l 不同时的 V_g-n 关系曲线。图中试验曲线表明,存在两个使不同激励距离时的 V_g-n 特性曲线出现峰值的最佳转速,且 l 对 V_g 及转速带宽的影响较大,这与图4a所示的仿真规律相吻合; $l=8, 9, 10, 11, 12$ mm 时,使 $V_g=20$ V 的转速带宽为 $\Delta n=492.8, 436.8, 425.6, 280, 145.6$ r/min、使 $V_g=30$ V 的转速带宽为 $\Delta n=369.6, 291.2, 235.2, 156.8, 112$ r/min,使 $V_g=40$ V 的转速带宽 $\Delta n=212.8, 168, 156.8, 112, 78.4$ r/min,故增加激振力(减小激励距离)有助于提高某一输出电压所对应的有效带宽。图9中输出电压波动较大(出现峰值、无明显水平段)的原因在于所选择的凸轮升程较大,但降低凸轮升程会导致最大输出电压下降。

图9 不同激励距离下输出电压与转速的关系

图10和图11分别给出了 $k_1=50$ N/m、 $k_2=20$ N/m, 凸轮升程 δ 和升角 θ 不同时的 V_g-n 关系曲线。图中曲线的变化趋势表明,其他条件确定时,输出电压 V_g 及其有效带宽确实均与 δ 和 θ 有关:① δ 增大时 V_g^* 增加、所对应的有效带宽减小; $\delta=2, 3, 4, 5$ mm 时 $V_g^*=53.2, 70.4, 85.6, 104$ V, 输出电压 $V_g=30, 50, 70, 90$ V 所对应的有效转速带宽为

$\Delta n = 537.6, 201.6, 123.2, 89.6$ r/min; ② θ 较小($30^\circ \sim 45^\circ$)时, 最大输出电压 V_g^* 受 θ 的影响不大, 但其所对应的有效转速带宽随 θ 增加有所增加; θ 较大($\geq 50^\circ$)时最大输出电压 V_g^* 有所下降, 带宽随 θ 有所增加; $\theta = 30, 35, 40, 45, 50^\circ$ 时, $V_g = 20$ V 所对应的转速带宽为 $\Delta n = 428.4, 538.4, 600, 600, 600$ r/min。 $\theta = 50^\circ$ 时 V_g^* 下降的原因可能是凸轮出现了自锁, 压电振子端部不能沿凸轮表面顺利地往复运动。故应在凸轮不自锁的情况下选用较大的升角, 从而减小所需的凸轮横向振幅。上述试验测试结果与前文仿真分析的结论较为一致, 再次证明通过凸轮间接激励可有效地限制压电振子变形量。实际中可通过凸轮系统参数及弹簧刚度调节凸轮系统的幅频特性及压电振子的振动特性, 使发电机在较宽转速域内输出稳定的电压。

图 10 升程不同时输出电压与转速的关系

图 11 升角不同时输出电压与转速的关系

从实际应用的角度, 发电机应同时满足电压及功率的双重要求, 限幅激励发电机的功率-负载 (P_g-R_l) 特性曲线和功率-转速 (P_g-n) 特性曲线如图 12 和图 13 所示。功率测试中, 压电振子与整流滤波电路和可调电阻器相连, 固定的相关系统参数为 $k_1 = 50$ N/m, $k_2 = 20$ N/m, $\theta = 40^\circ$, $\delta = 2$ mm, $l = 8$ mm。由图中曲线可知, 各转速下都存在较佳的电阻 R_l 使输出功率 P_g 最大, 最佳负载受转速影响较小(都接近 70 k Ω), 存在最优转速使电阻一定时输出功率最大; 最佳电阻 70 k Ω 、转速为 392 r/min 时的输出功率达值 10.88 mW。

图 12 转速不同时输出功率与电阻的关系

图 13 输出功率与转速的关系

4 结论

提出一种限幅激励式压电发电机, 通过理论仿真与试验测试研究了凸轮升程与凸轮升角、激振力/激励距离及复位与缓冲弹簧刚度等对其输出性能影响规律。结果表明, 采用移动凸轮间接激励可有效避免发电机的电压-转速特性曲线出现明显的谐振峰, 进而提高发电机的可靠性和有效转速带宽。具体结论如下。

(1) 复位和缓冲弹簧刚度对有效转速带宽及其转速值都有一定的影响。最佳转速段的转速值和有效转速带宽随弹簧刚度值的增加而增加, 但各最佳转速带所对应的峰值电压受弹簧刚度影响不大; 增加激振力/激励距离可拓宽某一输出电压所对应的有效带宽。

(2) 凸轮横向振幅较大 ($x(t) \geq \delta / \tan \theta$) 时, 凸轮对压电振子变形具有抑制功能, 发电机输出电压及其有效带宽与弹簧刚度、激振力(激励距离)、凸轮升程及凸轮升角有关, 其他条件相同时, 使输出电压相同的有效带宽随凸轮升程的减小而增加, 随弹簧刚度及凸轮升角($30^\circ \sim 45^\circ$)的减小而降低; 最大输出电压随凸轮升程的增加而增加, 受弹簧刚度及凸轮升角变化影响较小。复位弹簧刚度 50 N/m、缓冲弹簧刚度 20 N/m、激励距离 8 mm、凸轮升程 2 mm、升角为 40° 时, 输出电压大于 30 V 所对应的有效转速范围为 $0 \sim 537.6$ r/min。

(3) 存在最佳负载电阻使输出功率最大, 且最佳负载受转速影响较小。转速为 392 r/min、最佳负载电阻为 70 k Ω 时, 试验所获得的最大输出功率约为 10.88 mW。

参 考 文 献

- [1] SIDDIQUE A R M, MAHMUD S, VAN B. A comprehensive review on vibration based micro power generators using electromagnetic and piezoelectric transducer mechanisms[J]. *Energy Conversion & Management*, 2015, 106: 728-747.
- [2] FERDOUS R M, REZA A W, SIDDIQUI M F. Renewable energy harvesting for wireless sensors using passive RFID tag technology: A review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, 58: 1114-1128.
- [3] WEI C, JING X. A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 74: 1-18.
- [4] YAN C, ZHANG Q, YAO M, et al. Vibration piezoelectric energy harvester with multi-beam[J]. *Aip Advances*, 2015, 5(4): 4495-4498.
- [5] RATHINAMALA S, MANOHARAN S. Vibration powered generators and power processing circuits for energy harvesting: A survey[J]. *International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering*, 2014, 3(5): 9597-9564.
- [6] LI S, YUAN J, LIPSON H. Ambient wind energy harvesting using cross-flow fluttering[J]. *Journal of Applied Physics*, 2011, 109(2): 026104.
- [7] 王淑云, 富佳伟, 阚君武, 等. 一种脱涡纵振式压电管道气流发电机[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(8): 24-29
- WANG Shuyun, FU Jiawei, KAN Junwu, et al. A pipe airflows piezoelectric energy harvester with longitudinal vibration excited by vortex shedding[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(8): 24-29.
- [8] KAN J, FAN C, WANG S, et al. Study on a piezo-windmill for energy harvesting[J]. *Renewable Energy*, 2016, 97: 210-217.
- [9] GU L, LIVEMORE C. Compact passively self-tuning energy harvesting for rotating applications[J]. *Smart Mater Struct* 2012, 21(1): 015002.
- [10] YANG Y, SHEN Q, JIN J, et al. Rotational piezoelectric wind energy harvesting using impact-induced resonance[J]. *Applied Physics Letters*, 2014, 105(5): 053901.
- [11] JANPHUNAG P, LOCKHART R A, ISARAKORN D, et al. Harvesting energy from a rotating gear using an AFM-like mEMS piezoelectric frequency up-converting energy harvester[J]. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2015, 24(3): 742-754.
- [12] ZHANG Yunshun, ZHENG Rencheng, KEISUKR S, et al. Effectiveness testing of a piezoelectric energy harvester for an automobile wheel using stochastic resonance[J]. *Sensors*, 2016, 16(10): 1727.
- [13] FEBBO M, MACHADO S P, GATTI C D, et al. An out-of-plane rotational energy harvesting system for low frequency environments[J]. *Energy Conversion & Management*, 2017, 152: 166-175.
- [14] KAN J, FU J, WANG S, et al. Study on a piezo-disk energy harvester excited by rotary magnets[J]. *Energy*, 2017, 122: 62-69.
- [15] WU W H, KUO K C, LIN Y H, et al. Non-contact magnetic cantilever-type piezoelectric energy harvester for rotational mechanism[J]. *Microelectronic Engineering*, 2018, 191: 16-19.
- [16] 阚君武, 于丽, 王淑云, 等. 旋磁激励式压电悬臂梁发电机电性能分析与试验[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(8): 144-149.
- KAN Junwu, YU Li, WANG Shuyun, et al. Performance analysis and test of piezo-cantilever generator excited by rotary magnet[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(8): 144-149.
- [17] 阚君武, 文欢, 王淑云, 等. 磁铁夹持式压电俘能器输出性能分析与试验[J]. *振动工程学报*, 2019, 32(1): 80-86.
- KAN Junwu, WEN Huan, WANG Shuyun, et al. Performance analysis and test of a piezoelectric energy harvester based on magnets holding[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2019, 32(1): 80-86.
- [18] GUO B, CHEN Z, CHENG C, et al. Characteristics of a nonlinear rotating piezoelectric energy harvester under variable rotating speeds[J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2015, 47: 411-423.
- [19] ZHANG Yunshun, ZHENG Rencheng, NAKANO K, et al. Stabilising high energy orbit oscillations by the utilisation of centrifugal effects for rotating-tyre-induced energy harvesting[J]. *Applied Physics Letters*, 2018, 112(14): 143901.

- [20] ZOU H X, ZHANG W M, LI W B, et al. Design and experimental investigation of a magnetically coupled vibration energy harvester using two inverted piezoelectric cantilever beams for rotational motion[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 148: 1391-1398.
- [21] NARIN R H, AHMADREZA T, RASOUL D. A topology and design optimization method for wideband piezoelectric wind energy harvesters[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2016, 63(4): 2165-2173.
- [22] XIE Z, XIONG J, ZHANG D, et al. Design and experimental investigation of a piezoelectric rotation energy harvester using bistable and frequency up-conversion mechanisms[J]. *Applied Sciences*, 2018, 8(9): 1418.
- [23] 阚君武, 何恒钱, 王淑云, 等. 可调频旋磁激励式压电发电机的设计与试验[J]. *光学精密工程*, 2019, 27(3): 577-583.
- KAN Junwu, HE Hengqian, WANG Shuyun, et al. Structure and performance of rotating piezoelectric generator with tunable frequency[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2019, 27(3): 577-583.

作者简介: 王淑云, 女, 1965 年出生, 教授。主要研究方向为工程问题的理论建模、仿真分析及优化。

E-mail: jutwsy@163.com

阚君武(通信作者), 男, 1965 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为压电驱动器、能量回收与自供电技术、精密机械与微小机械。

E-mail: jutkw@163.com